УДК 621.9.06:628.5

С.А.ШАМШУРА, С.Н.ШЕВЦОВ, А.Н.ЧУКАРИН

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ШУМООБРАЗОВАНИЯ ВИБРОУДАРНОГО УПРОЧНЕНИЯ ЛОНЖЕРОНОВ ВЕРТОЛЕТОВ

Приведена математическая модель шумообразования стенда виброударного упрочнения лонжеронов вертолетов. Энергетическими методами рассчитываются скорости колебаний отдельных подсистем несущей системы в целом. Получены зависимости вводимой от рабочей среды вибромощности в стенки контейнеров, что существенно уточняет теорию расчета шума подобного оборудования.
Ключевые слова: *шумообразование, виброударное упрочнение, лонжероны вертолетов.*

Введение. Упрочнение внутренних и наружных поверхностей лонжеронов в условиях ОАО «Роствертол» производится на однокоординатных станках. При всех преимуществах этого оборудования с точки зрения технологии упрочнения оно имеет очень серьезный недостаток: создает чрезвычайно высокие уровни шума, на 30-33 дБ превышающие предельно допустимые значения. Для обоснования выбора варианта шумозащиты при проектировании подобного оборудования необходимо расчетным путем определить ожидаемые нормы шума.

Исследование. С акустической точки зрения каждый элемент вибростенда является конструкцией энергетически замкнутой, с небольшим коэффициентом потерь колебательной энергии. В качестве моделей источников шума для элементов вибростенда принята ограниченная пластина, для которой звуковая мощность определяется по формуле [1]:

$$L = 10\lg\frac{\rho_0 c_0 S V_i^2}{10^{-12}}, \qquad (1)$$

где ρ_0 и c_0 – плотность воздуха (кг/м^3) и скорость звука в воздухе (м/с); S – площадь пластины, м^2; V_i – скорости колебаний пластины на собственных модах, м/с.

Звуковая мощность оборудования как системы одновременно звучащих источников определяется по принципу энергетического суммирования и имеет вид:

$$L_w = 10\lg \sum_{1}^{4} 10^{0,1L_{w_к}} + 10^{0,1L_{w_p}}, \qquad (2)$$

где $L_{w_к}$ – звуковая мощность, излучаемая контейнером, дБ; L_{w_p} – звуковая мощность, излучаемая рамой, дБ.

Определение звуковой мощности вибростенда сводится к расчету скоростей колебаний рамы и контейнеров на собственных формах колебаний. В такой постановке расчет вибраций элементов вибростенда на основе теории колебаний пластин – задача чрезвычайно сложная. Поэтому для практических расчетов виброскоростей элементов стенда использованы энергетические методы расчета, которые традиционно используются для акустических расчетов энергетически замкнутых систем. Их применение наи-

более оправдано для базовых деталей коробчатой формы, что и соответствует рассматриваемому оборудованию:

$$W + \sum_{1}^{6} \alpha_{in} l_{in} q_i - \sum_{1}^{6} \alpha_{ni} l_{ni} q_n - \delta_n S_n q_n = 0, \tag{3}$$

где W – вводимая в раму вибромощность, Вт; a_{in} и l_{ni} – коэффициенты передачи вибромощности между стенками рамы; q_n – коэффициент поглощения в соответствующем элементе вибростенда, 1/м; $q_{i,n}$ – потоки вибрационной мощности, Вт/м.

Для стальной конструкции коэффициенты поглощения и потоки вибрационной мощности (согласно работе [2]) приведены к виду:

$$\delta_n = 0{,}03\eta_n^f \left(\frac{f_n}{h_n}\right)^{0,5}, \tag{4}$$

где η_n^f – частотно-зависимые коэффициенты потерь колебательной энергии; f_n – собственные частоты колебаний стенки, Гц; h_n – толщина стенки, м;

$$q_{i,n} = 200\sqrt{h_{i,n} f_{i,n}}\, m_{0_{i,n}} V_{i,n}^2, \tag{5}$$

где $m_{0_{i,n}}$ – распределенная масса стенки, кг/м².

Коэффициенты передачи вибрационной мощности между элементами рамы определяются следующим образом [2]:

$$\alpha_{in} = \frac{\psi(\mu_{in})\tau_{in}}{\pi}. \tag{6}$$

Для Г-образного соединения пластин, что и соответствует конструкции вибростенда

$$\tau_{in} = 2\left(\mu_{ni}^{5/4} + \mu_{in}^{5/4}\right)^{-2} \quad \text{при} \quad h_i \ne h_n; \qquad \tau_{in} = \frac{1}{2}, \quad \text{при} \quad h_i = h_n$$

$$\mu_{in} = \frac{h_n}{h_i}; \quad \mu_{ni} = \frac{h_i}{h_n}, \tag{7}$$

$$\text{при} \quad \mu_{in} < 1 \quad \psi(\mu_{in}) = \frac{1}{3}\left[\pi(1+\mu_{in})E\left(\frac{\pi}{2};\sqrt{\mu_{in}}\right) - \pi(1-\mu_{in})F\left(\frac{\pi}{2};\sqrt{\mu_{in}}\right)\right],$$

$$\text{при} \quad \mu_{in} \geq 1 \quad \psi(\mu_{in}) = \frac{1}{3}\left[\pi(1+\mu_{in})E\left(\frac{\pi}{2};\sqrt{\mu_{in}}\right) + \pi(1-\mu_{in})F\left(\frac{\pi}{2};\sqrt{\mu_{in}}\right)\right],$$

E и F – полные эллиптические интегралы, таблицы которых приведены в работе [2].

Поскольку возбуждение вибраций рамы создается вибраторами, то вводимая в основание рамы вибромощность задается согласно выражению

$$W = 0{,}0023 M a^2 n^3, \tag{8}$$

где M – приведенная масса вибратора, кг; a – амплитуда колебания, м; n – частота вращения вала вибратора, об/мин.

С учетом этих зависимостей система уравнений энергетического баланса рамы имеет вид:

$$5 \cdot 10^{-5} Ma^2 n^3 \sum_{1}^{6} \psi \frac{\left(h_i h_n\right)^{2,5}}{\left(h_n^{2,5} + h_i^{2,5}\right)^2} \frac{h_n}{h_i} l_{in} \left(h_i f_i\right)^{0,5} m_{0_i} V_i^2 =$$

$$= \sum_{1}^{6} 18,8 \eta_n f_n S_n m_{0_n} V_n^2 + \sum_{1}^{6} \frac{\left(h_i h_n\right)^{2,5}}{\left(h_n^{2,5} + h_i^{2,5}\right)^2} \psi \frac{h_i}{h_n} l_{in} \left(h_n f_n\right)^{0,5} m_{0_n} V_n^2 . \quad (9)$$

Из системы определяются скорости колебаний каждой стенки, а на их основе и уровни звуковой мощности. Аналогичным образом определяются и скорости колебаний стенок контейнеров. Отличие их расчета от рамы заключается в задании вибрационной мощности. Мощность, вводимая в элементы корпуса контейнера, складывается из мощности, передаваемой от рамы (с учетом ослабления на ложементах), и мощности от воздействия рабочей среды. Кроме этого учитывается воздействие рабочей среды на боковые стенки и основание контейнеров. Формулу мощности, вводимой в корпус контейнеров, представим в виде [99]:

$$W_K = W \frac{V_в}{V_о} + W_{р.с} , \quad (10)$$

где $V_о$ и $V_в$ – виброскорости колебаний нижней и верхней пластин рамы, м/с; $W_{р.с}$ – вводимая в контейнер вибромощность от рабочей среды, Вт.

Внутри вибрационного контейнера выделена некоторая поверхность Ω , подвергающаяся воздействию частиц технологической среды. Это может быть как поверхность любой стенки контейнера, так и поверхность упрочняемой детали (для дальнейшего рассмотрения это не имеет значения). Площадь поверхности Ω обозначим S. Основной характеристикой виброакустической активности действия среды на данную поверхность является:

$$W = \left\langle F \;\; u^* \right\rangle_{\Omega ,t_0} , \quad (11)$$

где F – сила воздействия; u^* – относительная скорость падения среды на движущуюся поверхность, индекс Ω при угловых скобках означает суммирование по всей поверхности Ω , а t_0 – достаточно малый промежуток времени, за который производится усреднение. Величина вводимой в поверхность Ω мощности *W* является функцией времени, которая, учитывая периодический характер вибрационного возбуждения среды и физический смысл мощности, должна быть также периодической и положительной.

Для определения величины *W* в соответствии с (11) рассмотрим схему, представленную на рис.1. Выделим на поверхности Ω бесконечно малый элемент площадью *ds*. Направим из центра площадки *ds* внутрь среды единичный вектор нормали n, который вместе с парным ему единичным касательным вектором τ образует локальный ортогональный репер, движущийся по заданному закону вместе с площадкой *ds* со скоростью Ub.

Пользуясь соотношением между тензором напряжений σ в среде и силой воздействия этой среды на ограничивающую поверхность

$$\mathrm{F} = -\sigma \cdot \mathrm{n} \cdot ds, \tag{12}$$

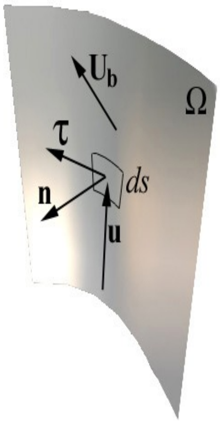


Рис. 1. Расчетная схема для определения интегральной мощности воздействия гранулированной среды на поверхность

а также связью между скоростью u среды в неподвижной системе и скоростью u^* в локальной системе, движущейся вместе с репером (n, τ)

$$\mathrm{u}^* = \mathrm{u} - \mathrm{U}_\mathrm{b},$$

получим

$$W = \left\langle \mathrm{F} \quad \mathrm{u}^* \right\rangle_\Omega = -\left\langle \left((\sigma \quad \mathrm{n}) \; (\mathrm{u} - \mathrm{U}_\mathrm{b}) \right) \; ds \right\rangle_\Omega . \tag{13}$$

Величина, стоящая под знаком усреднения и являющаяся результатом скалярного умножения векторов силы и скорости, изменяется вдоль всей поверхности Ω, причем тензор σ и вектор u определяются динамикой среды, векторы n и Ub – геометрией и кинематикой границы.

Рассмотрим подробнее величину σ и способ ее определения по фазовой траектории гранулярной системы. Произведение суммы таких изменений импульса для всех частиц, столкнувшихся с выбранным сплайном за время моделирования t_m, на вектор n, отнесенное ко времени t_m и величине площадки ds, даст искомую величину тензора напряжений:

$$\sigma = \frac{m}{t_m \cdot ds} \sum_{N_{ev}(ds)} \left(\Delta \mathrm{u} \otimes \mathrm{n} \right). \tag{14}$$

В соотношении (14) величина $N_{ev}(ds)$ обозначает число столкновений частиц среды со сплайном *ds*. Пусть площадка ds имеет длину (вдоль которой расположены частицы одного слоя) *b* и ширину *a* (вдоль которой размещены слои, совершающие плоское движение).

Тогда ширина площадки может быть выражена через число слоев следующим соотношением:

$$a = \sigma \cdot \left[1 + (k-1) \cdot \frac{\sqrt{3}}{2} \right] \underset{k \to \infty}{\approx} \sigma \cdot \sqrt{\frac{3}{4}} \cdot k. \tag{15}$$

Чтобы учесть вклад в величину напряжений движения *k* слоев необходимо умножить соотношение (21) на число слоев *k*. Коэффициент, стоящий перед знаком суммирования, будет равен:

$$\frac{m \cdot k}{t_m \cdot dS} = \frac{m \cdot k}{t_m \cdot a \cdot b} \approx \frac{m \cdot k}{t_m \cdot b \cdot \sigma \cdot k \cdot \sqrt{3/4}} = \sqrt{\frac{4}{3}} \cdot \frac{m}{t_m \cdot b \cdot \sigma}. \tag{16}$$

Отметим, что величина, даваемая соотношением (16), определяет тензор напряжений в любой системе координат, в том числе и движущейся, порождаемой площадкой ds. Учтем при этом, что изменение импульса

каждой столкнувшейся с границей частицы также инвариантно относительно выбора системы отсчета:

$$\Delta u = v - u = \left(v - U_b\right) - \left(v - U_b\right) \quad v - u\,. \qquad (17)$$

Тогда выражение

$$\sigma_n = \sqrt{\frac{4}{3}} \cdot \frac{m}{t_m \cdot b \cdot \sigma} \cdot \sum_{N_{ev}(ds)} \left(\Delta u \cdot n\right), \qquad (18)$$

вычисляемое в этой новой системе координат, выделяет нормальную составляющую напряжений. Дуальное ему выражение

$$\sigma_\tau = \sqrt{\frac{4}{3}} \cdot \frac{m}{t_m \cdot b \cdot \sigma} \cdot \sum_{N_{ev}(ds)} \left(\Delta u \cdot \tau\right) \qquad (19)$$

дает величину касательных напряжений. Это позволяет преобразовать выражение (17) следующим образом:

$$W = -\sqrt{\frac{4}{3}} \, \frac{m \;\; S}{t_m \, \sigma b} \left\langle_{N_{ev}(ds)} \left(v - u\right) \; \left(u - U_b\right) \right\rangle_\Omega, \qquad (20)$$

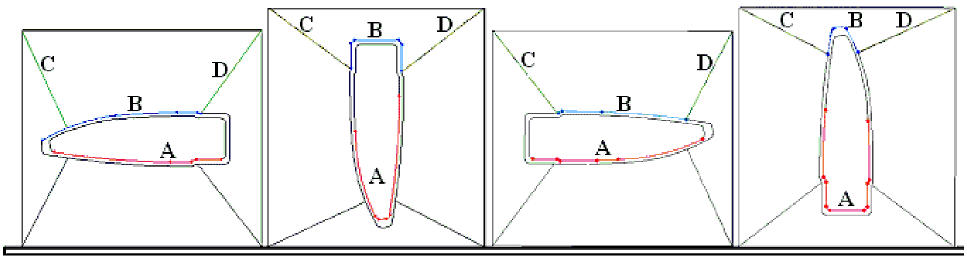
причем индекс Ω. имеет смысл суммирования по всем прямолинейным сплайнам модельной поверхности.

Оценим удельную мощность (S = 1 м^2), вводимую в граничную поверхность при синфазных нормальных ударах с частотой 15 Гц одного слоя, размещенных без зазора стальных шариков диаметром 5 мм. Для этого предположим, что длина сплайна равна половине диаметра шарика $b = d/2$, следовательно, за один период сплайн границы в среднем за период получает 1/2 удара. Положим также, что граница покоится ($U_b = 0$), коэффициент упругого восстановления равен R, удары наносятся с частотой f, и за один период слой шаров наносит по поверхности только один удар. В условиях этих предположений получим выражение удельной мощности:

$$W = 0{,}6\rho_c df\left(1 + R\right)u^2, \qquad (21)$$

где ρ_c – плотность среды, кг/м^2; f – частота вибрации, Гц.

В соответствии с технологической инструкцией упрочняющая обработка изделия производится в 4 перехода по схеме, приведенной на рис.2.



1) 2) 3) 4)

Рис.2. Схема обработки лонжерона (в порядке следования 1, 2, 3, 4): буквами обозначены поверхности, подвергающиеся воздействию рабочей среды

Закон движения контейнера с деталью отвечал режимам работы реального технологического оборудования: амплитуда вертикальных колебаний 6 мм, частота 15 Гц. Имитационное моделирование программным комплексом GranMoS производилось с шагом по времени 5-10 мкс до достижения реального времени – одна секунда, т.е. полных 15 периодов колебаний.

Вычисляемым энергетическим параметром была удельная мощность, вводимая средой в границу, т.е. мощность, приложенная к 1 кв.м. площади поверхности стенки. Для определения средней удельной мощности на поверхности стенки ее мгновенное распределение численно интегрировали по всей длине куска стенки:

$$N(t) = \frac{1}{\Delta L} \int_{\Delta L} \sigma(\mathbf{r},t)\,dl \,. \qquad (22)$$

Распределения удельных мощностей были построены для поверхностей, подвергающихся воздействию среды стальных шариков. По этим распределениям были вычислены средние за период удельные мощности, а умножение последних на площади соответствующих поверхностей дало полные мощности, характеризующие акустическую активность обрабатывающей среды. Результаты приведены в таблице.

Средние мощности воздействия технологической рабочей среды на стенки контейнера и обрабатываемого лонжерона

Схема (рис.2)	Поверхность (рис.2)	Площадь, $м^2$	Мощность воздействия среды	
			средняя удельная, $Вт/м^2$	средняя полная, кВт
№1	A(внутр.лонж)	1,6	740	1,18
	B(наруж.лонж)	1,58	610	0,96
	C(контейнер)	1,06	111	0,12
	D(контейнер)	1,06	68	0,072
№2	A(внутр.лонж)	2,1	465	0,98
	B(наруж.лонж)	0,8	1260	1
	C(контейнер)	1,06	1220	1,29
	D(контейнер)	1,06	1180	1,25
№3	A(внутр.лонж)	1,65	740	1,22
	B(наруж.лонж)	1,57	1000	1,570
	C(контейнер)	1,06	133	0,14
	D(контейнер)	1,06	108	0,11
№4	A(внутр.лонж)	1,4	510	0,71
	B(наруж.лонж)	0,62	1350	0,840
	C(контейнер)	1,06	980	1,04
	D(контейнер)	1,06	1030	1,09

Выводы. Зависимости мгновенной удельной мощности от времени показывают, что взаимодействие среды со стенками детали и контейнера носит импульсный характер, продолжаясь около половины периода колебаний. Такой характер изменения мощности должен приводить к генерации широкополосного спектра шума.

Приведенные зависимости позволяют определить уровни шума данного типа оборудования и учитывают компоновку стенда, технологические режимы работы. Для выполнения расчетов ожидаемых уровней шума при

проектировании подобных технологических процессов и оборудования, на котором они будут выполняться, необходимо определить вводимую в корпуса контейнеров вибромощность со стороны рабочей среды.

Библиографический список

1. Иванов Н.И. Основы виброакустики / Н.И. Иванов, А.С. Никифоров. – СПб.: Политехника, 2000. – 482 с.
2. Никифоров А.С. Акустическое проектирование судовых конструкций / А.С. Никифоров. – Л.: Судостроение, 1990. – 200 с.
3. Слюсарь Б.Н. Оценка воздействия технологической среды на вибрацию корпуса контейнеров при виброударном упрочнении лонжеронов / Б.Н.Слюсарь, С.А.Шамшура, С.Н.Шевцов // Проектирование технологического оборудования: межвуз. сб. науч. тр. – Ростов н/Д: ТОУ ДПО ИУИ АП, 2003.– С. 85-96.

Материал поступил в редакцию 05.05.09.

S.A.SHAMSHURA, S.N. SHEVTSOV, A.N. CHUKARIN

MATHEMATICAL MODEL OF FORMATION OF NOISE OF VIBRO-SHOCK HARDENING OF LONGERONS OF HELICOPTERS

In article the mathematical model of formation of noise of the stand of vibro-shock hardening of longerons of helicopters is resulted. Power methods speeds of fluctuations of separate subsystems and bearing system as a whole pay off. Dependences of vibrating capacity entered from a working environment in walls of containers are received that essentially specifies the theory of calculation of noise of the similar equipment.

ШАМШУРА Сергей Александрович (р.1977), доцент кафедры «Вертолетостроение» института управления и инноваций авиационной промышленности, кандидат технических наук (2006). Окончил Ростовский-на-Дону государственный университет путей сообщения (1999), а также механико-математический факультет Ростовского-на-Дону государственного университета (2000).
Область научных интересов: виброакустическая динамика технологического оборудования.
Имеет 20 научных публикаций.

ШЕВЦОВ Сергей Николаевич (р.1949), заведующий лабораторией «Машиностроение» ЮНЦ РАН, профессор кафедры «Авиастроение» ДГТУ, доктор технических наук (2000). Окончил Ростовский-на-Дону государственный университет (1974).
Область научных интересов: компьютерное моделирование динамических систем; механические колебания; механика гранулярных материалов.
Автор 200 научных работ.

ЧУКАРИН Александр Николаевич (р.1950), заведующий кафедрой «Технологическое оборудование» ДГТУ, доктор технических наук (1996), профессор. Окончил РИСХМ (1972).
Область научных интересов – виброакустическая динамика технологического оборудования.

Опубликовано около 140 научных работ.

aeroengdstu@lest.ru